

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
17. Juni 2004 (17.06.2004)

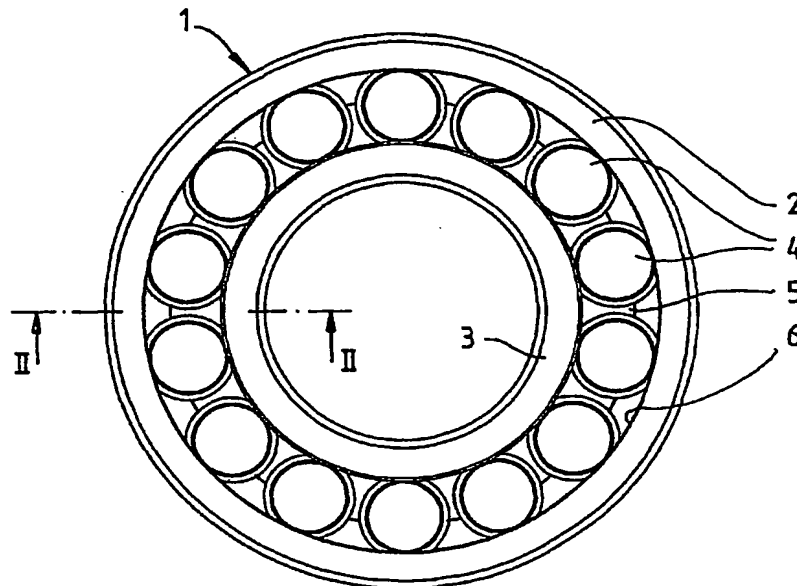
PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2004/051099 A2

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: F16C (72) Erfinder; und
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): SCHRÖDER, Rainer
[DE/DE]; St.-Johannes-Strasse 82, 97440 Egenhausen
(DE). GREHN, Martin [DE/DE]; Am Gräfkreuz 5, 97456
Dittelbrunn (DE).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2003/003868
- (22) Internationales Anmeldedatum:
21. November 2003 (21.11.2003) (81) Bestimmungsstaaten (national): JP, US.
- (25) Einreichungssprache: Deutsch (84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT,
BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR,
HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
102 55 992.9 30. November 2002 (30.11.2002) DE
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US): FAG KUGELFISCHER AG [DE/DE];
Georg-Schäfer-Strasse 30, 97421 Schweinfurt (DE).
- Veröffentlicht:
— ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu ver-
öffentlichen nach Erhalt des Berichts
- Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Ab-
kürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Co-
des and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der
PCT-Gazette verwiesen.

(54) Title: BARREL-SHAPED BEARING

(54) Bezeichnung: TONNENLAGER



(57) Abstract: The invention relates to a barrel-shaped bearing which comprises an external ring and an internal ring and at least one row of barrel-shaped rolling bodies arranged therebetween. The inventive bearing also comprises a cage in the form of a disc which turns together with said rolling bodies, meshes the peripheral grooves thereof and is provided with cavities whose number corresponds to the number of the rolling bodies of one row arranged on the external periphery thereof. The total rolling surface of the internal ring is embodied in such a way that the cross section thereof is concave along the entire axial length of the rolling body. The smallest distance between two sides of the cavity of the disc-shaped cage in the area of the external periphery thereof is less than the diameter of the rolling body in the area of the peripheral groove thereof.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2004/051099 A2



(57) Zusammenfassung: Die Erfindung richtet sich auf ein Tonnenlager mit einem Aussenring und einem Innenring, mit wenigstens einer Reihe dazwischen angeordneter, tonnenförmiger Wälzkörper sowie mit wenigstens einem mit den Wälzkörpern umlaufenden, scheibenförmigen Käfig, der in eine rundumlaufende Nut der Wälzkörper einer Reihe eingreift und an seinem Aussenumfang eine der Anzahl der Wälzkörper einer Reihe entsprechende Zahl von Ausnehmungen aufweist, wobei die gesamte Lauffläche des Innenrings über die gesamte axiale Länge eines Wälzkörpers einen konkaven Querschnitt hat, und der kleinste Abstand zwischen den beiden Seiten einer Ausnehmung des Scheibenkäfigs im Bereich von dessen Aussenumfang kleiner ist als der Durchmesser eines Wälzkörpers im Bereich der diesen umlaufenden Nut.

Tonnenlager

5

Die Erfindung richtet sich auf ein Tonnenlager mit einem Außen- und einem Innenring, mit wenigstens einer Reihe dazwischen angeordneter, tonnenförmiger Wälzkörper sowie mit wenigstens einem mit den Wälzkörpern umlaufenden scheibenförmigen Käfig, der in eine rundumlaufende Nut der Wälzkörper einer Reihe eingreift und an seinem Außenumfang eine der Anzahl der Wälzkörper einer Reihe entsprechende Zahl von Ausnehmungen aufweist.

15

20

25

30

Eine gattungsgemäße Anordnung ist der deutschen Patentschrift 663 179 zu entnehmen. Diese zeigt ein Pendelrollenlager, wobei die Wälzkörper einen abgestuften Querschnitt aufweisen und mit ihren distalen Bereichen auf dem Außenring sowie mit ihren proximalen Bereichen auf dem Innenring abrollen. Bei dieser Anordnung ergibt sich allerdings einerseits ein ungünstiger Kraftverlauf, indem die Wälzkörper nicht nur auf Druck, sondern auch auf Biegung beansprucht werden, andererseits ist der axiale Platzbedarf dieses Lagers vergleichsweise groß. Genauso schwerer wiegt allerdings der Nachteil, dass bereits bei einem geringen Verschwenken des Außenrings gegenüber den übrigen Lagerbestandteilen, wie dies bei Tonnenlagern möglich ist, eine der beiden Berührungsflächen zwischen den Wälzkörpern und dem äußeren Ring schnell bis auf Null abnehmen kann. Dies führt aufgrund der auf die Wälzkörper einwirkenden Quermomente zu einer Instabilität des betreffenden, tonnenförmigen Wälzkörper, welche evtl. deren beim Weiterdrehen des Lagers erforderliche Rückkehr auf die Lauffläche des Außenrings verhindert und solchenfalls zur Zerstörung des Lagers führt. Hier kann auch der Scheibenkäfig keinerlei Stabilisierung leisten, da dieser die Wälzkörper ausschließlich in deren tangentialer Position, nicht dagegen in radialer Richtung führt.

Aus diesen Nachteilen des beschriebenen Stands der Technik resultiert das die Erfindung initiierende Problem, ein gattungsgemäßes Tonnenlager derart weiterzubilden, dass auch bei einem erheblichen Verschwenken des Außenrings gegenüber den übrigen Bestandteilen des Tonnenlagers die Wälzkörper stabil bleiben und beim Weiterdrehen des Lagers jederzeit wieder zur Mitte der Lauffläche des Außenrings zurückkehren können.

Die Lösung dieses Problems gelingt bei einem gattungsgemäßen Tonnenlager, indem die gesamte Lauffläche des Innenrings über die gesamte axiale Länge eines Wälzkörpers einen konkaven Querschnitt hat; und der kleinste Abstand zwischen den beiden Seiten einer Ausnehmung des Scheibenkäfigs im Bereich von dessen Außenumfang kleiner ist als der Durchmesser eines Wälzkörpers im Bereich der diesen umlaufenden Nut.

Diese beiden Maßnahmen ergänzen sich insofern, als einerseits keine Quer- bzw. Kippmomente auf die Wälzkörper einwirken, weil einander in radialer Richtung gegenüberliegende Oberflächenbereiche der Wälzkörper die Radialkräfte auf die beiden Lagerringe einleiten, so dass die Wälzkörper selbst bei einem starken Verschwenken der Lagerbestandteile stabil bleiben. Darüber hinaus können sich die Wälzkörper aufgrund des scheibenförmigen Käfigs selbst dann nicht von dem Lager lösen, wenn sie vorübergehend den vollständigen Kontakt zu dem Außenring verlieren. Das erfindungsgemäße Lager arbeitet daher selbst dann noch einwandfrei, wenn die Verschwenkung der Lagerbestandteile die üblichen Grenzwerte überschreitet.

Indem die (größte) Breite der Nut zwischen den Bereichen des Wälzkörpermantels mit dem größten Querschnitt nur etwa ein Viertel bis ein Zehntel der

axialen Gesamtlänge des Wälzkörpers ausmacht, ergibt sich ein hohes (radiales) Tragvermögen eines Wälzkörpers, wodurch die Stabilität eines derartigen Tonnenlagers im Verhältnis zu dessen axialer Erstreckung sehr groß ist.

5 Es hat sich als günstig erwiesen, dass der Abstand des Bodens einer Ausnehmung des Scheibenkäfigs zu dessen Innumfang kleiner ist als die Tiefe der Nut in einem Wälzkörper. Dadurch wird die gewünschte, rein konkave Querschnittsgeometrie der Lauffläche des Innenrings ermöglicht.

10 Indem die maximale (radiale) Breite des ringförmigen Scheibenkäfigs zwischen dessen inneren und äußeren Umfangskreis größer ist als der halbe Durchmesser eines Wälzkörpers im Bereich der diesen umlaufenden Nut, so können die Wälzkörper an den einander diametral gegenüberliegenden Bereichen des Nutgrundes umgriffen und dadurch sicher gehalten werden, selbst wenn der Außenring sehr stark gegenüber den übrigen Lagerbestandteilen verschwenkt wird.

20 Bevorzugt sollte die maximale (radiale) Breite des ringförmigen Scheibenkäfigs zwischen dessen inneren und äußeren Umfangskreis gleich dem Durchmesser eines Wälzkörpers im Bereich der diesen umlaufenden Nut sein oder größer als dieser, um einerseits trotz der Ausnehmungen am Außenumfang eine ausreichende Stabilität zu erhalten und andererseits die einzelnen Wälzkörper sicher umgreifen zu können.

25 Es hat sich bewährt, den Abstand zwischen zwei benachbarten Ausnehmungen des Scheibenkäfigs im Bereich von dessen Außenumfang größer zu wählen als die Differenz des maximalen Durchmessers eines Wälzkörpers minus dessen

Durchmessers im Bereich des Nutgrundes, bspw. um 5 bis 30 %, so dass benachbarte Wälzkörper nicht in gegenseitigen Kontakt treten können.

5 Wenn - wie die Erfindung weiterhin vorsieht - die Seiten einer Ausnehmung im Bereich des Außenumfangs des Scheibenkäfigs in dessen radialer Richtung (nach außen gesehen) zueinander konvergieren, so werden die Funktionen der leichtgängigen Drehbeweglichkeit der Wälzkörper einerseits und deren sichere Halterung andererseits auf vorteilhafte Weise miteinander kombiniert.

10 Weitere Vorteile ergeben sich dadurch, dass eine Ausnehmung des Scheibenkäfigs durch eine Kurve (bereichsweise) konstanter Krümmung berandet wird. Der Krümmungsradius r_s dieser Kurve sollte etwas größer sein als der halbe Durchmesser eines Wälzkörpers im Bereich von dessen Nutgrund, so dass ein (geringes) Spiel für eine leichtgängige Verdrehbarkeit des betreffenden
15 Wälzkörpers sorgt.

Eine Auswirkung des weiter oben geforderten Formschlusses zwischen Scheibenkäfig und Wälzkörpern zeigt sich darin, dass der (bereichsweise konstante) Krümmungsradius r der Berandungskurve einer Ausnehmung des
20 Scheibenkäfigs kleiner sein sollte als die radiale Breite b des Scheibenkäfigs: $r < b$, denn solchenfalls gelingt es den Enden der Randkurve, sich im Bereich des Außenumfangs des Scheibenkäfigs einander anzunähern.

25 Ein weiteres, vorteilhaftes Merkmal der Erfindung liegt darin, dass die rundumlaufende Nut in dem Mantel eines tonnenförmigen Wälzkörpers zueinander parallele oder nach außen voneinander divergierende Seitenflächen aufweist. Um eine möglichst reibungsfreie Relativverdrehung der Wälzkörper gegenüber

- 5 -

dem Scheibenkäfig zu gewährleisten, sollte die Breite der Nut in dem Mantel eines tonnenförmigen Wälzkörpers stets etwas größer sein als die (axiale) Breite d des Scheibenkäfigs. Andererseits können einzelne Wälzkörper in besonderen Belastungsfällen zu einer Kippbewegung gegenüber dem Scheibenkäfig gezwungen sein, und eine solche Bewegung kann ggf. erleichtert werden durch eine Nutform mit nach außen divergierenden Seitenflächen.

Dieses Erfindungsmerkmal lässt sich dahingehend weiterbilden, dass die Seitenflächen der rundumlaufenden Nut in dem Mantel eines tonnenförmigen Wälzkörpers entlang von Kegelmantelflächen verlaufen. Es handelt sich hierbei um eine einfache geometrische Form, welche allen gestellten Anforderungen gerecht wird.

Wenn hierbei die Kegelmantelflächen jeweils Öffnungswinkel α von weniger als 179° aufweisen, so schließen die Seitenflächen einer Nut einen Zwischenwinkel $\beta = 180^\circ - \alpha$ von mehr als 2° ein. Zu einem daraus folgenden Wälzkörper-Kippwinkel addiert sich ein von dem Spiel zwischen diesen Elementen hervorgerufener Kippwinkel, so dass der maximale Kippwinkel der Wälzkörper-Rotationsachsen gegenüber dem Lot auf die Grundfläche des Scheibenkäfigs bspw. in der Größenordnung von 5° bis 10° liegen kann. Dieser spielbedingte Kippwinkel wird durch die Nutbreite b_N am Nutgrund beeinflusst. Aus Gründen der Reibungsminimierung sollte dieser Wert mindestens der (axialen) Dicke d des Scheibenkäfigs entsprechen; Die Differenz zwischen der Nutbreite b_N am Nutgrund und der (axialen) Dicke d des Scheibenkäfigs kann bevorzugt nach der folgenden Relation etwa auf den Öffnungswinkel α der kegelmantelförmigen Nutseitenflächen eingestellt werden:

$$b_N - d \approx 2 * r_s * \tan (\beta/2) = 2 * r_s * \tan (90^\circ - \alpha/2)$$

5 Solchenfalls liegen die sich etwa in Kipprichtung erstreckenden Bereiche der Nutseitenflächen eines Wälzkörpers bei dessen maximaler Kippstellung etwa parallel zu dem Scheibenkäfig, und ggf. zu übertragende Führungskräfte können großflächig und daher mit geringem Druck eingeleitet werden.

10 Andererseits sollte der Öffnungswinkel α derartiger Kegelmantelflächen mehr als 170° , vorzugsweise von mehr als 175° , insbesondere mehr als 178° betragen, so dass die Seitenflächen einer Nut einen Zwischenwinkel $\beta = 180^\circ - \alpha$ von weniger als 20° , vorzugsweise von weniger als 10° , insbesondere von weniger als 4° , einschließen. Dadurch ergibt sich eine zusätzliche Führung (im Sinne einer Begrenzung des Kippwinkels) von der Lauffläche des Außenrings (bspw. infolge einer starken Verschwenkung desselben) abgehobener Wälzkörper, welche eine möglichst problemlose Kontaktaufnahme zwischen diesen Elementen (bspw. bei einer Reduzierung des Schwenkwinkels) fördert.

15

Schließlich entspricht es der Lehre der Erfindung, dass der Querschnitt des Innen- und Außenrings und der Wälzkörper derart bemessen ist, dass sich pro Wälzkörper insgesamt 3 oder 4 Berührungspunkte ergeben. Dieses Merkmal betrifft insbesondere den Quer-Wölbungsradius der querschnittlich konkaven Laufflächen des Innen- und Außenrings. Dieser Wölbungsradius sollte etwas größer sein als der Wölbungsradius der tonnenförmigen Wälzkörper innerhalb einer Längs-Schnittebene durch den betreffenden Wälzkörper. Da jedoch im Bereich eines Tonnen-„Äquators“ dessen Nut zur Aufnahme des Scheibenkäfigs verläuft, können sich die daraus folgenden zwei Berührungspunkte aufspalten in drei oder vier Berührungspunkte. Dieser Effekt ist erwünscht, weil dadurch die Tragkraft eines Wälzkörpers erhöht wird, und kann noch dadurch verstärkt werden, dass die Mittelpunkte der Quer-Wölbungsradien der beiden Tonnen-„Hemisphären“ zu beiden Seiten der (äquatorialen) Nut für den Schei-

20

25

- 7 -

benkäßig in Richtung der Rotations- bzw. Symmetrieachse des betreffenden, tonnenförmigen Wälzkörpers voneinander beabstandet sind, vorzugsweise jedoch nur um ein geringes Maß x , welches bspw. kleiner ist als die Nutbreite b_N am Nutgrund: $x < b_N$.

5

Weitere Merkmale, Einzelheiten, Vorteile und Wirkungen auf der Basis der Erfindung ergeben sich aus der folgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen der Erfindung sowie anhand der Zeichnung. Hierbei zeigt:

10 Fig. 1 eine Stirnansicht eines erfindungsgemäßen Tonnenlagers;

Fig. 2 einen Schnitt durch die Fig. 1 entlang der Linie II - II;

15 Fig. 3 eine der Fig. 2 entsprechende Darstellung mit eingetragenen Wölbungsradien;

Fig. 4 eine perspektivische Ansicht auf das Tonnenlager aus Fig. 1, wobei der Außenring teilweise abgebrochen ist, so dass der Blick auf die durch den Käfig gehaltenen Wälzkörper freigegeben ist;

20

Fig. 5 eine der Fig. 4 entsprechende Darstellung, wobei einige Wälzkörper aus dem freigelegten Käfig entfernt worden sind;

- 8 -

Fig. 6 eine Seitenansicht auf den Mantel eines gemäß Fig. 5 aus dem Käfig entfernten Wälzkörpers;

5 Fig. 7 eine der Fig. 6 entsprechende Darstellung einer abgewandelten Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 8 eine Draufsicht auf ein aus dem Käfig aus den Fig. 4 und 5 herausgebrochenes Segment; sowie

10 Fig. 9 eine der Fig. 8 entsprechende Darstellung einer wiederum abgewandelten Ausführungsform der Erfindung.

15 Fig. 1 zeigt ein erfindungsgemäßes Tonnenlager 1 mit einem Außenring 2, einem Innenring 3 und einer Reihe dazwischen angeordneter, tonnenförmiger Wälzkörper 4, die von einem umlaufenden Käfig 5 auf etwa äquidistanten Abständen gehalten werden.

20 Da das bevorzugte Tonnenlager einreihig aufgebaut ist, kann der Außenring 2 gegenüber den übrigen Lagerbestandteilen 3 bis 5 gekippt werden. Dies wird dadurch ermöglicht, dass die Wälzlager-Lauffläche 6 an dem Außenring 2 einen konkaven Querschnitt aufweist mit einem konstanten Querwölbungsradius.

25 Der Käfig 5 hält die Wälzkörper 4 beim Kippen des Außenrings 2 gegenüber den übrigen Lagerbestandteilen 3 bis 5 an ihrer Position. Damit er andererseits weder Kippbewegung des Außenrings 2 noch die Bewegung der Wälzkörper 4

behindert, erstreckt er sich durch eine rundumlaufende Nut 7 jedes Wälzkörpers 4, wie dies in Fig. 2 und 3 dargestellt ist.

Der Käfig 5 kann aus einer Scheibe mit konstanter Dicke d hergestellt sein, bspw. aus einem Blech ausgestanzt. Wie Fig. 8 zeigt, sind aus einer ringförmigen Grundstruktur mit konstanter, radialer Breite von dem radial außen liegenden Umfang 8 her eine der Anzahl der Wälzkörper 4 entsprechende Zahl von Ausnehmungen 9 eingeschnitten. Diese nehmen jeweils einen Wälzkörper 4 auf.

Vorzugsweise entspricht der Innenumfang 10 des scheibenförmigen Käfigs 5 dem maximalen Außenumfang des Innenrings 3, insbesondere an einem Rand 11 von dessen Lauffläche 12, so dass der Käfig 5 leicht über den Innenring 3 gestülpt werden kann, bspw. maschinell. Das Einsetzen der Wälzkörper 4 in die Ausnehmungen 9 des scheibenförmigen Käfigs 5 kann ebenfalls automatisch bewirkt werden, wobei die eingesetzten Wälzkörper 4 sodann an Ort und Stelle gehalten werden, weil sie im Bereich des betreffenden Nutgrundes 13 von dem Käfig 5 umgriffen werden. Nach Überstülpen des Außenrings 2 in bspw. um 90° verkippter Position und Einschwenken desselben in die Ebene des Innenrings 3 ist der Zusammenbau des Tonnenlagers 1 beendet.

Die tonnenförmigen Wälzkörper 4 werden daher etwa mittig zwischen ihren beiden Stirnseiten 14 in ihrer „äquatorialen“ Ebene von der rundumlaufenden Nut 7 in zwei Hälften 15, sozusagen „Hemisphären“ unterteilt. Die beiden Berührungsbereiche eines Lagers mit ungeteilten (nicht genuteten) Wälzkörpern werden daher bei den erfindungsgemäßen Wälzkörpern 4 in vier Berührungsbereiche unterteilt. Dies bringt den Vorteil mit sich, dass die zu übertragenden Radiallasten auf eine größere Gesamtfläche verteilt werden.

- 10 -

Deshalb wird dieser Effekt zusätzlich unterstützt, indem den beiden „Hemisphären“ 15 eines Wälzkörpers 4 unterschiedliche Querschnittsgeometrien erteilt werden. Zwar zeigt ein Querschnitt durch die Mantelfläche 16 eines Wälzkörpers in dessen beiden Hemisphären 15 jeweils einen kreisbogenförmigen Verlauf mit vorzugsweise identischen Krümmungsradien r_T . Die Querschnittskrümmungsmittelpunkte 17, 18 der beiden Hemisphären fallen jedoch nicht zusammen, sondern sind in axialer Richtung des Tonnenlagers 1 geringfügig gegeneinander versetzt, und zwar zu der betreffenden Wälzkörperhemisphäre 15 bzw. -stirnseite 14 hin. Als „Versatzfaktor“ $k_V = x / r_T$ hat sich ein Wert in der Größenordnung von 0,001 bis 0,02, insbesondere zwischen 0,002 und 0,01 bewährt.

Da außerdem die Krümmungsradien r_A , r_I der Laufflächen 6, 12 des Außen- und Innenrings 2, 3 etwas größer gewählt ist als die Krümmungsradien r_T der beiden Wälzkörperhemisphären 15, ergeben sich im Idealzustand an jeder Hemisphäre 15 je zwei einander diametral gegenüberliegende Berührungsgebiete mit dem Außenring 2 einerseits und dem Innenring 3 andererseits. Als Maß für die Abweichungen der Krümmungsradien r_A , r_I , r_T lassen sich die sogenannten Schmiegungsfaktoren k_A , k_I angeben. Diese sind definiert zu

$$k_A = (r_A - r_T) / r_T = y / r_T$$

$$k_I = (r_I - r_T) / r_T.$$

Bevorzugt sollten diese Schmiegungsfaktoren k_A , k_I in der Größenordnung von 0,01 bis 0,1 liegen, insbesondere zwischen 0,02 und 0,05.

Da der Querschnittskrümmungsmittelpunkt 19 der Lauffläche 6 des Außenrings 2 auf dessen Rotations- bzw. Symmetrieachse 20 liegt, und zwar auf der mittleren Grundebene desselben, liegen gemäß Fig. 3 die Querschnittskrümmungsmittelpunkte 17, 18 der Mantelflächen 16 beider Wälzkörperhemisphären 15 jeweils um y von der Rotationsachse 20 nach radial außen versetzt und um $x/2$ gegenüber der mittleren Grundebene zu der betreffenden Stirnseite 14 hin versetzt.

10 In Fig. 4 ist zu erkennen, dass selbst bei weggebrochenem Außenring 2 die Wälzkörper 4 durch den Käfig 5 an Ort und Stelle gehalten werden. Dies wird erreicht durch den Formschluss der Ausnehmungen 9 des Käfigs 5 mit den Nutbereichen 7 der Wälzkörper 4.

15 Zwei mögliche Nutformen sind in den Fig. 6 und 7 dargestellt: Bei der Ausführungsform nach Fig. 6 weist die Nut 7 ebene Seitenflächen 21 auf, wie sie bspw. durch einen geraden Einstich erzeugt werden. Demzufolge ist die Breite b_N der Nut 7 etwa konstant. Der Nutgrund 13 folgt einer Zylindermantelfläche mit dem Krümmungsradius r_N . Die Übergangsbereiche zwischen Nutgrund 13 und Nutseitenflächen 21, zwischen letzteren und den Mantelflächen 16 sowie zwischen Mantelflächen 16 und Stirnflächen 14 sind abgerundet, um Grate und Kerbwirkungen zu vermeiden.

25 Die Ausführungsform eines Wälzkörpers 22 nach Fig. 7 unterscheidet sich von derjenigen nach Fig. 6 ausschließlich dadurch, dass die Nutseitenflächen 23 entlang von Kegelmantelflächen verlaufen. Dabei handelt es sich um sehr stumpfe Kegel mit vorzugsweise identischen Öffnungswinkeln α von nahezu jeweils 180° (bspw. 170° bis 179°). Die Nutseitenflächen 23 divergieren dem-

- 12 -

nach unter einem Winkel β voneinander, von der Symmetrieachse 24 entlang einer radialen Ebene nach außen betrachtet. Dabei gilt: $\beta = (180^\circ - \alpha)$ bei identischen Öffnungswinkeln α beider Nutseitenflächen 23, bei unterschiedlichen Öffnungswinkeln α_1, α_2 ergibt sich: $\beta = (180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)/2)$. Die (axiale) Breite des Nutgrundes ist wiederum b_N und sein Krümmungsradius r_N . Diese Ausführungsform toleriert bei gleichen Werten für b_N und d größere Schränkungswinkel der tonnenförmigen Wälzkörper 22 und führt daher bei entsprechenden Beanspruchungen zu einem geringeren Verschleiß.

Ein Ausschnitt aus dem Käfig 5 ist in Fig. 8 wiedergegeben. Man erkennt kreisbogenförmige Ausnehmungen 9 mit einem konstanten Krümmungsradius r_s . Durch $r_s > r_N$ und $d < b_N$ ist eine möglichst reibungsfreie Drehbewegung der Wälzkörper 4 gegenüber dem Käfig 5 sichergestellt. Um die Wälzkörper 4 festhalten zu können, erstreckt sich der Umfang 25 einer Ausnehmung 9 über einen Kreisbogen von mehr als 180° , bspw. zwischen 200° und 230° , insbesondere von 210° bis 220° , so dass die Endbereiche 26 des Ausnehmungsumfangs 25 in Blickrichtung vom Innenumfang 10 des Käfigs 5 zu dessen Außenumfang 8 hin zueinander konvergieren. Der minimale Abstand der Endbereiche 26 ist kleiner als der Durchmesser ($2 \cdot r_N$) der Wälzkörper 4 im Bereich des Nutgrundes 13, so dass die Wälzkörper 4 formschlüssig umgriffen werden. Um einen Wälzkörper 4 von dem Käfig 5 zu lösen, müsste ersterer daher mit einer großen Kraft nach außen gezogen werden, um (vorübergehend) die Endbereiche 26 des Ausnehmungsumfangs 25 auseinanderzudrücken. Die Endbereiche 26 bilden somit Schnappnasen zum Einschnappen der Wälzkörper 4.

Eine ähnliche Wirkung hat der modifizierte Scheibenkäfig 27 aus Fig. 9. Dieser unterscheidet sich von dem Käfig 5 nach Fig. 8 ausschließlich darin, dass der Ausnehmungsumfang 28, der in seinem der Innenseite 10 des Käfigs 27 zugewandten Bereich 29 den Krümmungsradius r_s aufweist, etwa auf Höhe seines radialen Verlaufs abgeflachte (etwa zueinander parallele) Bereiche 30 aufweist

- 13 -

(mit einer Länge l von bspw. $r_s/3$), an die sich sodann die eigentlichen, wiederum gekrümmten und aufeinander zu konvergierenden Schnappnasen 31 anschließen, deren Krümmungsradius übereinstimmend mit r_s gewählt sein kann. Diese Ausführungsform toleriert größere radiale Verstellungen des Käfigs 5 27 gegenüber den Wälzkörpern 4, welche bspw. infolge von starken Temperaturschwankungen auftreten können, ohne dass sich jedoch die Wälzkörper 4 bei einem starken Kippen des Außenrings 2 lösen könnten. Wie bei dem Käfig 5, so sind auch hier die Kanten des Ausnehmungsumfangs querschnittlich abgerundet 32.

5 Tonnenlager

Ansprüche

1. Tonnenlager (1) mit einem Außenring (2) und einem Innenring (3), mit
wenigstens einer Reihe dazwischen angeordneter, tonnenförmiger Wälz-
körper (4;22) sowie mit wenigstens einem mit den Wälzkörpern (4;22)
umlaufenden, scheibenförmigen Käfig (5;27), der in eine rundumlaufende
Nut (7) der Wälzkörper (4;22) einer Reihe eingreift und an seinem Au-
ßenumfang (8) eine der Anzahl der Wälzkörper (4;22) einer Reihe ent-
sprechende Zahl von Ausnehmungen (9) aufweist, **dadurch gekenn-**
zeichnet, dass
 - a) die gesamte Lauffläche (12) des Innenrings (3) über die gesamte
axiale Länge eines Wälzkörpers (4;22) einen konkaven Quer-
schnitt hat;
 - b) der kleinste Abstand zwischen den beiden Seiten (26;31) einer
Ausnehmung (9) des Scheibenkäfigs (5;27) im Bereich von des-
sen Außenumfang (8) kleiner ist als der Durchmesser eines Wälz-
körpers (4;22) im Bereich der diesen umlaufenden Nut (7).
2. Tonnenlager nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die maxi-
male (radiale) Breite b des ringförmigen Scheibenkäfigs (5;27) zwischen
dessen äußeren und inneren Umfangskreis (8,10) größer ist als der
halbe Durchmesser eines Wälzkörpers (4;22) im Bereich der diesen um-
laufenden Nut (7).
3. Tonnenlager nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die
maximale (radiale) Breite b des ringförmigen Scheibenkäfigs (5;27) zwi-

schen dessen äußeren und inneren Umfangskreis (8,10) gleich dem Durchmesser eines Wälzkörpers (4;22) im Bereich der diesen umlaufenden Nut (7) ist oder größer als dieser.

- 5 4. Tonnenlager nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Abstand zwischen zwei benachbarten Ausnehmungen (9) des Scheibenkäfigs (4;22) im Bereich von dessen Außenumfang (8) größer ist als die Differenz des maximalen Durchmessers eines Wälzkörpers (4;22) minus dessen Durchmessers im Bereich des Nutgrundes (13).
- 10 5. Tonnenlager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Seiten (26;31) einer Ausnehmung (9) des Scheibenkäfigs (5;27) im Bereich von dessen Außenumfang (8) in seiner radialen Richtung zueinander konvergieren.
- 15 6. Tonnenlager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Ausnehmung (9) des Scheibenkäfigs (5;27) durch eine Kurve (25;28) (bereichsweise) konstanter Krümmung r_s berandet wird.
- 20 7. Tonnenlager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Krümmungsradius r_s der Berandungskurve (25;28) einer Ausnehmung (9) des Scheibenkäfigs (5;27) kleiner ist als die radiale Breite b des Scheibenkäfigs: $r_s < b$.
- 25 8. Tonnenlager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die rundumlaufende Nut (7) in dem Mantel (16) eines tonnenförmigen Wälzkörpers (4;22) zueinander parallele Seitenflächen (21) oder nach außen voneinander divergierende Seitenflächen (23) aufweist.
9. Tonnenlager nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Seitenflächen (23) der rundumlaufenden Nut (7) in dem Mantel (16) ei-

nes tonnenförmigen Wälzkörpers (22) entlang von Kegelmantelflächen verlaufen.

- 5 10. Tonnenlager nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Kegelmantelflächen (23) jeweils Öffnungswinkel α von mehr als 170° , vorzugsweise von mehr als 175° , insbesondere von mehr als 178° aufweisen, so dass die Seitenflächen (23) einer Nut (7) einen Zwischenwinkel β von weniger als 20° , vorzugsweise von weniger als 10° , insbesondere von weniger als 4° , einschließen.
- 10 11. Tonnenlager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kegelmantelflächen (23) jeweils Öffnungswinkel α von weniger als 179° aufweisen, so dass die Seitenflächen (23) einer Nut (7) einen Zwischenwinkel β von mehr als 2° einschließen.
- 15 12. Tonnenlager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nutbreite b_N am Nutgrund (13) etwa der Dicke d des Scheibenkäfigs (5;27) entspricht.
- 20 13. Tonnenlager nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Querschnittsgeometrie des Außenrings (2), des Innenrings (3) und der Wälzkörper (4;22) derart bemessen ist, dass sich pro Wälzkörper (4;22) insgesamt drei oder vier Berührungspunkte ergeben.

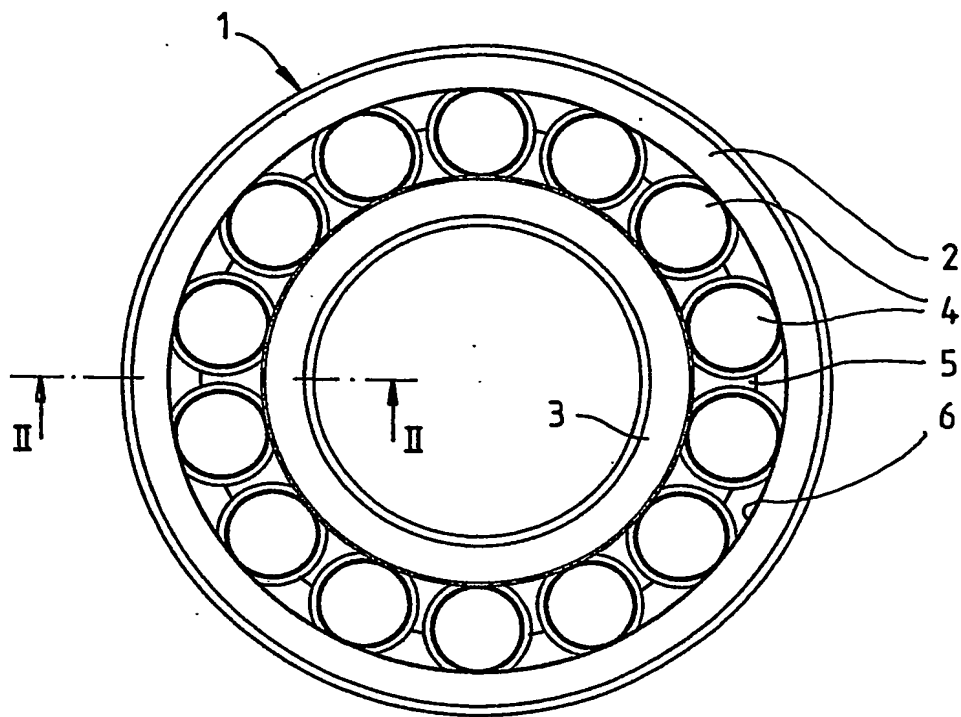


FIG. 1

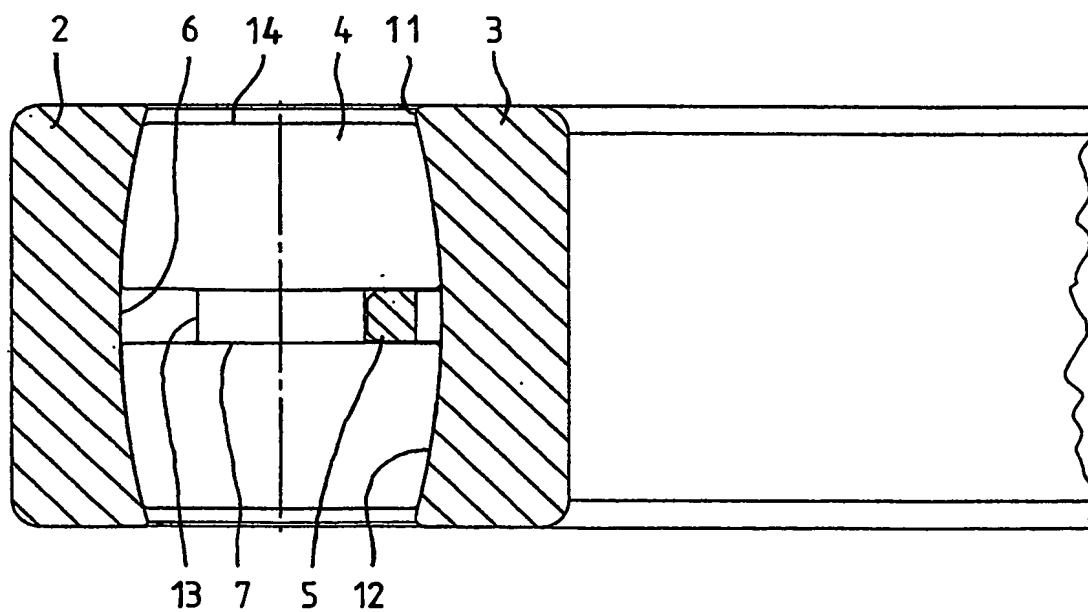


FIG. 2

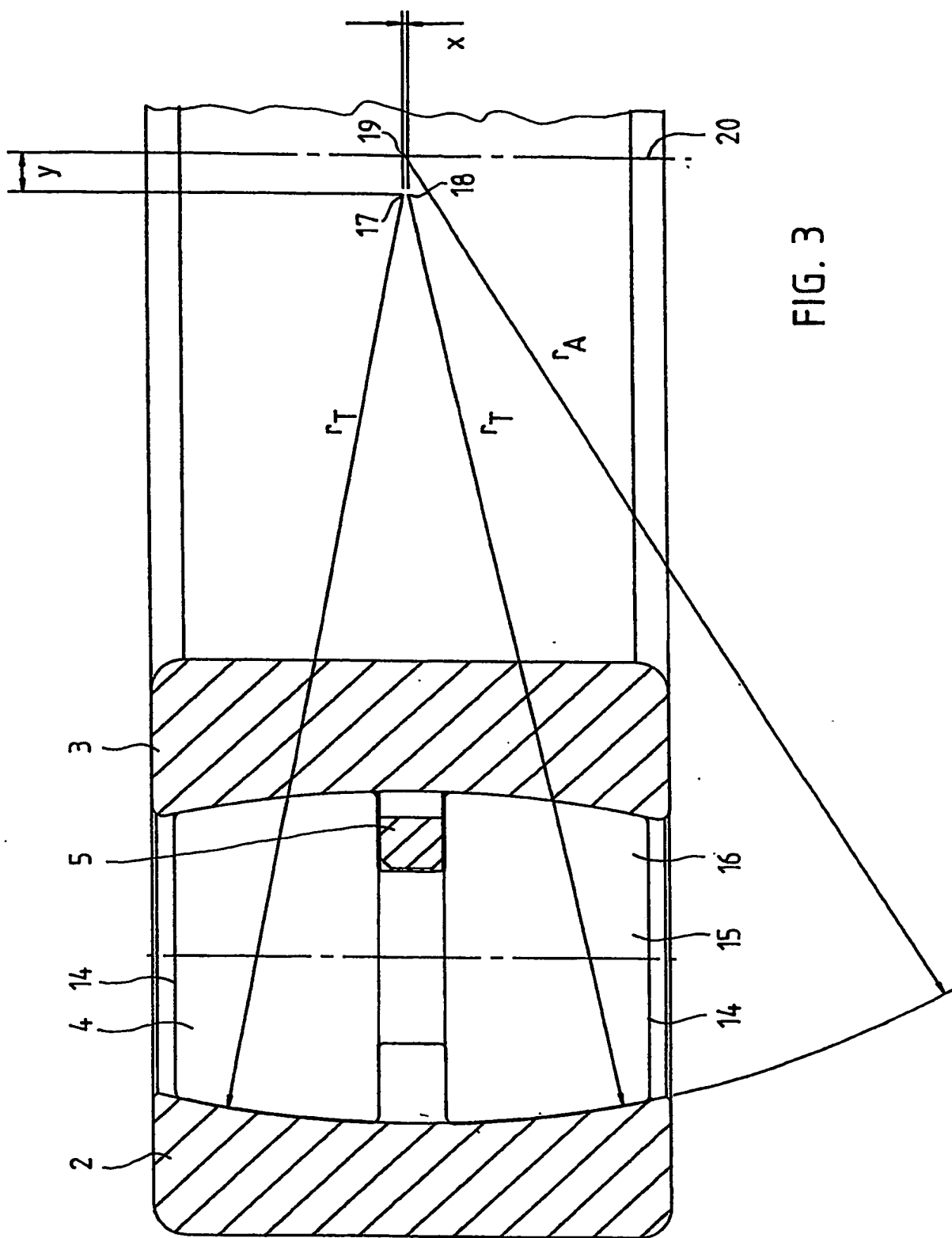
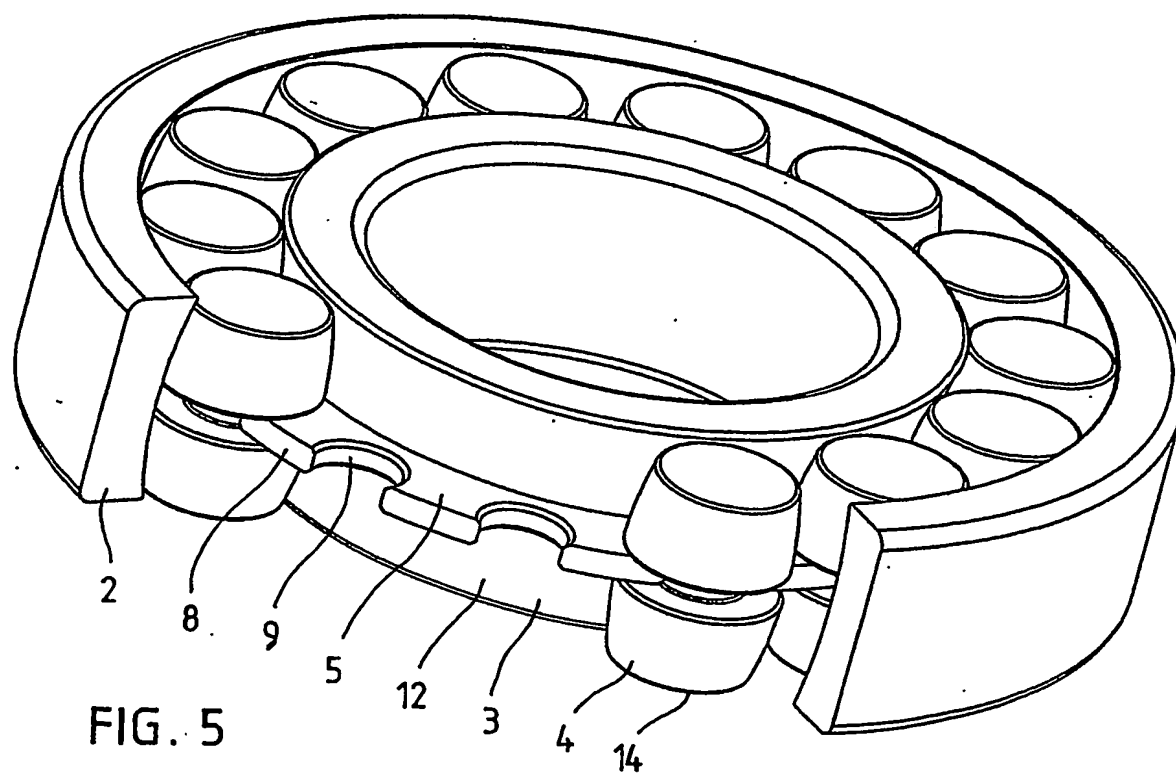
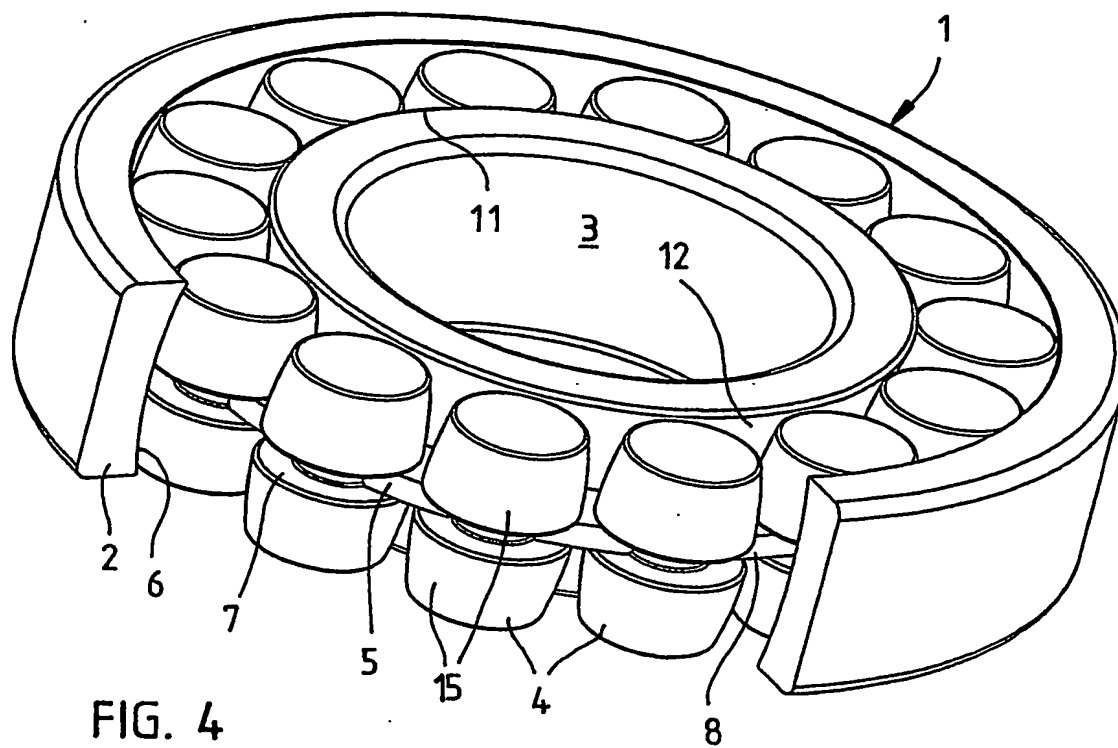


FIG. 3



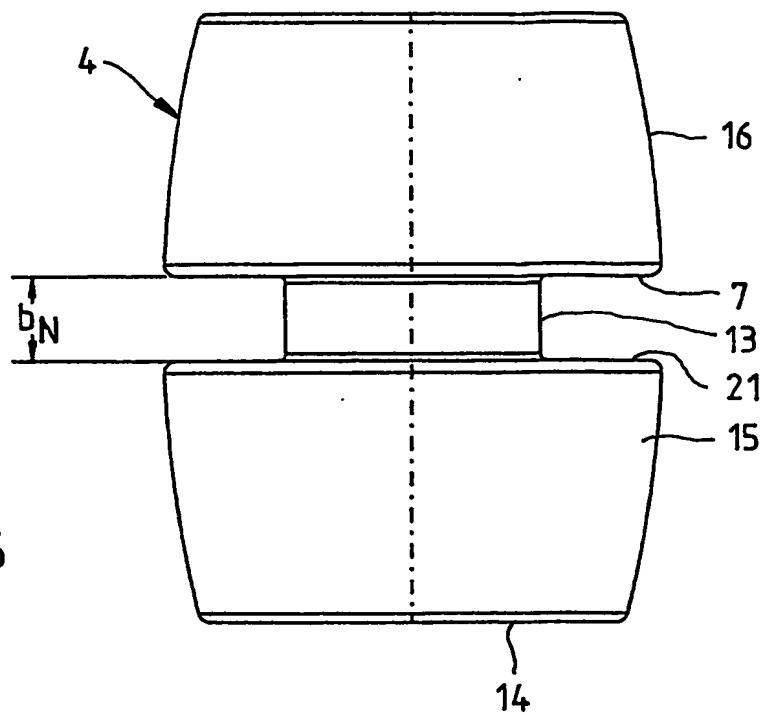


FIG. 6

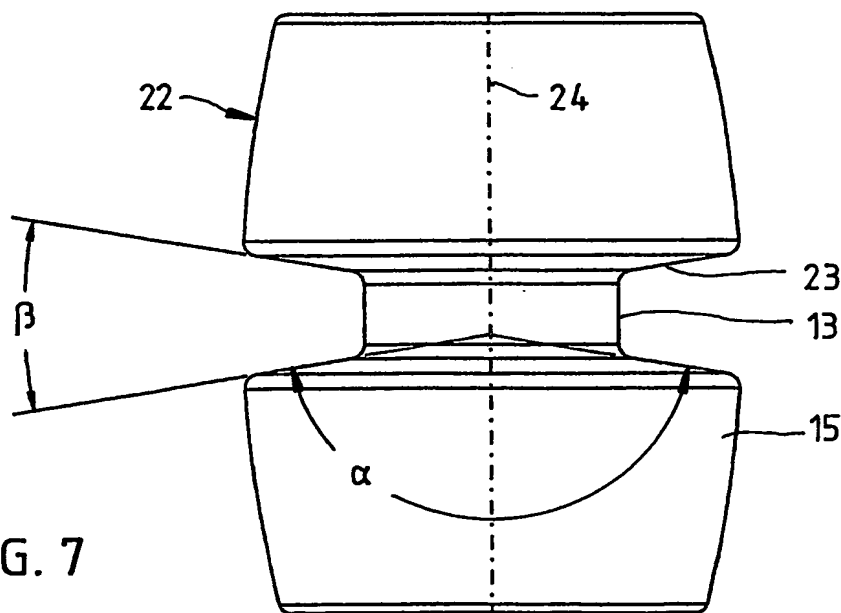


FIG. 7

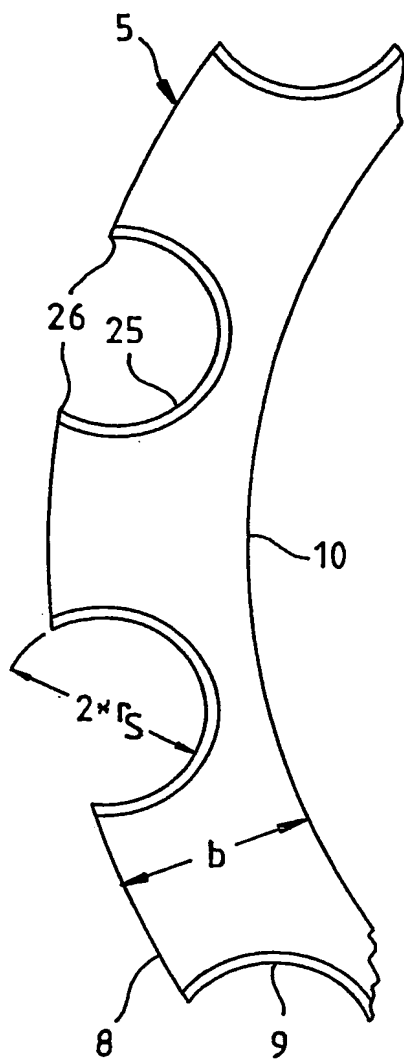


FIG. 8

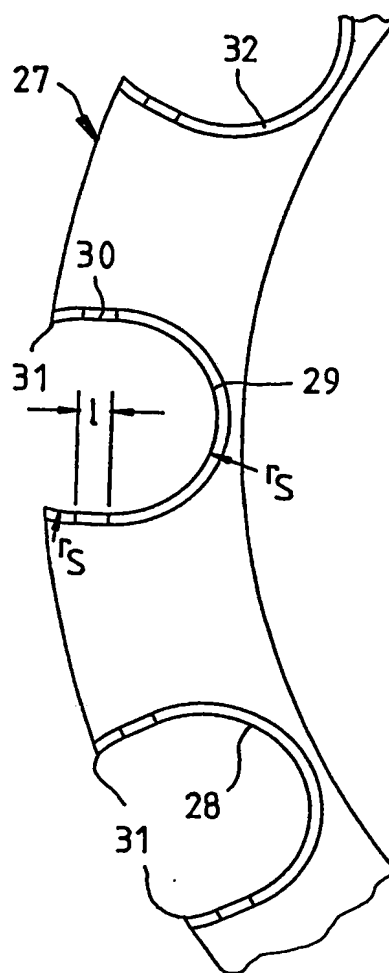


FIG. 9